

В.Н. Кропивний, проф., канд. техн. наук, Ю.В. Кулешков, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, инж.

Кировоградский национальный технический университет

Исследование влияния износов элементов шестерен на объем рабочей камеры шестеренного насоса

В статье изложены результаты теоретического исследования влияния износов деталей шестеренного насоса на его работоспособность.

шестеренный насос, износ деталей, объемная подача, коэффициент подачи, объем рабочей камеры, коэффициент перекрытия зубчатого зацепления

Во многих работах [1 - 8] неоднократно подымался вопрос о степени влияния износов деталей шестеренного насоса на его основные технические характеристики – объем рабочей камеры (ОРК), объемную подачу (ОП) и коэффициент подачи (КП). Как правило, вопрос решался экспериментально [1 – 8], а строгого теоретического обобщения сделано не было. В этой работе предпринята попытка устранения этого недостатка.

Как известно, ОРК насоса определяется геометрическими параметрами шестерен и может быть определен зависимостью [5]:

$$q_m = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(R_e^2 - r^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{12} \right) \quad (1)$$

или

$$q_m = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (2)$$

где π - число «пи»;

b - ширина шестерни, мм;

D_e - диаметр вершин зубьев шестерен, мм;

d - диаметр начальной окружности, мм;

t_0 - основной шаг зацепления и определяется по формуле [5]:

$$t_0 = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

k – коэффициент, зависящий от степени перекрытия зубчатого зацепления и определяется по формуле [5]:

$$k = 4 - 6 \cdot \varepsilon + 3 \cdot \varepsilon^2, \quad (4)$$

где ε - степень перекрытия зубчатого зацепления определяется по формуле [5]:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2 - A_0 \cdot \sin \alpha}}{t_0}, \quad (5)$$

где d_0 - диаметр основной окружности, мм;

$$d_0 = m \cdot z \cdot \cos \alpha_0 \quad (6)$$

где m - модуль зацепления, мм;

z - число зубьев шестерен;

α_0 - угол исходного контура, стандартная величина, обычно $\alpha_0 = 20^\circ$;

α - угол зацепления передачи, град.;

$$\alpha = \arccos \frac{A_0}{A_d} \cdot \cos \alpha_0, \quad (7)$$

где A_0 - исходное межцентровое расстояние, для нулевых колес, мм:

$$A_0 = m \cdot z, \quad (8)$$

A_d - действительное межцентровое расстояние, мм;

$$A_d = m \cdot (z+1), \quad (9)$$

$$A_d = d. \quad (10)$$

На рис. 1 представлена схема изменения параметров шестерен при износе ее зубьев по диаметру $-\Delta D_e$ и по эвольвентному профилю - ΔS .

Обозначив через Δb - износ шестерен по ширине, через ΔD_e - износ шестерен по диаметру вершин зубьев, а через ΔS - износ шестерен по эвольвентному профилю можем записать выражение для вычисления ОРК насоса в виде функциональных зависимостей от перечисленных параметров:

- зависимость ОРК насоса от износа шестерен по ширине шестерен - Δb :

$$q1(\Delta b) = 0,5 \cdot \pi \cdot (b - \Delta b) \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (11)$$

- зависимость ОРК от износа шестерен по диаметру вершин зубьев - ΔD_e :

$$q2(\Delta b) = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot (D_e - \Delta D_e)^2 - d^2 - k2(\Delta D_e) \cdot \frac{t_0^2}{3}, \quad (12)$$

где

$$k2(D_e) = 4 - 6 \cdot \varepsilon(\Delta D_e) + 3 \cdot \varepsilon(\Delta D_e)^2, \quad (13)$$

$$\varepsilon(D_e) = \frac{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2} - A_0(D_e) \cdot \sin \alpha}{t_0}. \quad (14)$$

S_e - толщина зуба шестерни на диаметре вершин шестерен, мм;

S - ширина зубьев по зубомеру по начальной окружности, мм;

ΔS - износ эвольвентного профиля зубьев шестерен по зубомеру по начальной окружности, мм; φ - угол дуги зуба по начальной окружности, град;

$\varphi - \Delta \varphi$ - угол дуги изношенного по эвольвентному профилю зуба по начальной окружности, град.;

D_e - диаметр вершин зубьев шестерен, мм;

$(D_e - \Delta D_e)$ - диаметр изношенных по наружному диаметру шестерен при износе - ΔD_e , мм;

$(D_e + D_{et})$ - диаметр восстановленных зубьев шестерен до максимально возможной величины при условии, что $\Delta S = 0$ мм; d_0 - диаметр основной окружности, мм;

D_B - диаметр окружности впадин, мм;

γ_e - угол вершины эвольвенты, град.;

$\gamma_e - \Delta \gamma_e$ - угол вершины эвольвенты изношенного зуба по наружному диаметру, град.; $\gamma_e + \Delta \gamma_{et}$ - угол вершины эвольвенты восстановленного зуба по наружному диаметру, град

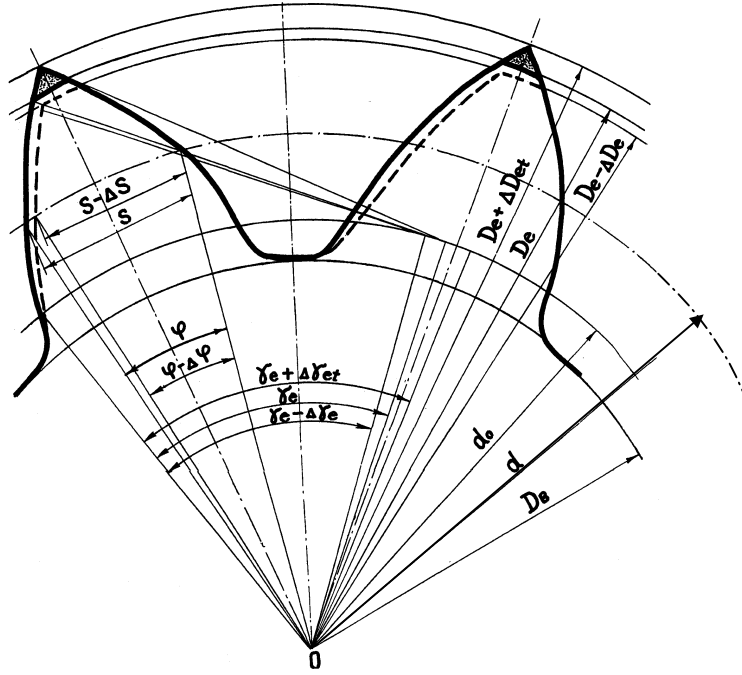


Рисунок 1 - Схема изменения параметров шестерен при изменении ее зубьев по наружному диаметру $-\Delta D_e$ по эвольвентному профилю $-\Delta S$

При этом межцентровое расстояние определяется в соответствии с зависимостью:

$$A_d(D_e) = D_e - 0,5(D_e - D_i) + \Delta a, \quad (15)$$

где D_i - диаметр окружности впадин, мм;

Δa - радиальный зазор, мм, необходимый для сохранения работоспособности передачи при температурных колебаниях и компенсации неточностей при изготовлении шестерен и сборки передачи.

α угол $\alpha(D_e)$, в соответствии с зависимостью:

$$\alpha(D_e) = \arccos \frac{A_0}{A_d(D_e)} \cos \alpha. \quad (16)$$

Несколько сложнее получить зависимость ОРК насоса от износа шестерен по эвольвентному профилю. Это можно объяснить тем, что в формулу (2) не входит в явном виде параметр ΔS . Для решения этой проблемы поступим следующим образом. Объем рабочей камеры насоса можно выразить зависимостью [4]:

$$q = 2 \cdot b \cdot z \cdot (S_w - 0,5 \cdot S_v), \quad (17)$$

где S_w и S_v - соответственно площадь межзубовой впадины и площадь минимального заземленного объема, и которые могут быть определены по формулам [5]:

$$S_w = \left[\left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{z} + \text{inv} \gamma_e - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right) - \left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right), \quad (18)$$

$$S_v = 2 \cdot \left[\left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \left(\text{tg}^2 \alpha + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 + 1 \right) - \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \gamma_e \right) - \left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha \right) \right], \quad (19)$$

где γ_e - угол вершины эвольвенты и его можно определить по формуле [5]:

$$\gamma_e = \arccos \frac{d_0}{D_e}, \quad (20)$$

D_i - диаметр окружности впадин, мм;

$\text{inv} \alpha$ - функция вида [5]:

$$\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad (21)$$

φ - угол дуги зуба по начальной окружности и определяется по формуле [5]:

$$\varphi = \frac{2}{d} \cdot \left(\frac{m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot \cos \beta} - \frac{\Delta S}{2} \right), \quad (22)$$

где ΔS - боковой зазор в зацеплении, может быть определен по формуле [5]:

$$\Delta S = 0,08 \cdot m. \quad (23)$$

Толщина зуба по зубомеру:

$$S = d \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \quad (24)$$

откуда находим:

$$\varphi_0 = 2 \cdot \arcsin \frac{S}{d}. \quad (25)$$

При износе шестерен по эвольвентному профилю на ΔS , соответственно изменяется и угол дуги зуба по начальной окружности:

$$\varphi_0(\Delta S) = 2 \cdot \arcsin \frac{S - \Delta S}{d}. \quad (26)$$

На рис. 2 представлен график зависимости дуги зуба по начальной окружности от износа зубьев шестерен по эвольвентному профилю. Из рис. 2 видим, что функция (26) носит убывающий практический линейный характер.

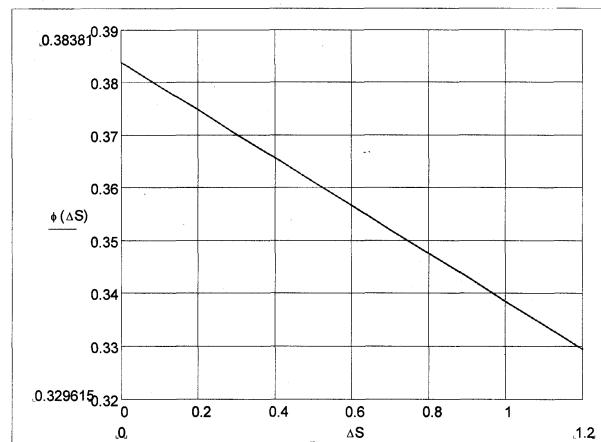


Рисунок 2 - График зависимости дуги зуба по начальной окружности от износа зубьев шестерен по эвольвентному профилю

В результате износа шестерен по эвольвентному профилю на ΔS увеличивается площадь межзубовой впадины на величину ΔS_w :

$$\Delta S_w = I_\varepsilon \cdot \Delta S, \quad (27)$$

где I_ε - длина изнашиваемой эвольвенты зуба шестерни, мм.

Однако увеличение площади межзубовой впадины, в зацеплении шестерен, приводит, фактически, к увеличению площади минимального защемленного объема - S_v . Поэтому зависимость ОРК за один оборот можно записать в виде:

$$q_3(\Delta S) = 2 \cdot b \cdot z \cdot (S_w - 0,5 \cdot S_v(\Delta S)), \quad (28)$$

где S_v - площадь межзубовой впадины, постоянная величина не зависящая от ΔS (см. рис. 3);

$$S_w = \text{const}, \quad (29)$$

$$S_v(\Delta S) = 2 \cdot \left[\left(\frac{d_0}{2} \right)^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} \left[\text{tg}^2 \alpha + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\pi}{z} \right)^2 + 1 \right] - \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - \left(\frac{D_e}{2} \right)^2 \left(\frac{\varphi(\Delta S)}{2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \gamma_e \right) - \left[\left(\frac{D_i}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\varphi(\Delta S)}{2} - \text{inv} \alpha \right) \right] \right], \quad (30)$$

где $\varphi(\Delta S)$ - определяется по формуле (26).

На рис. 3 представлены графики зависимостей (13) и (14) - коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ и коэффициента перекрытия зубчатого зацепления - $\epsilon(\Delta D_e)$ от износа шестерен по наружному диаметру - ΔD .

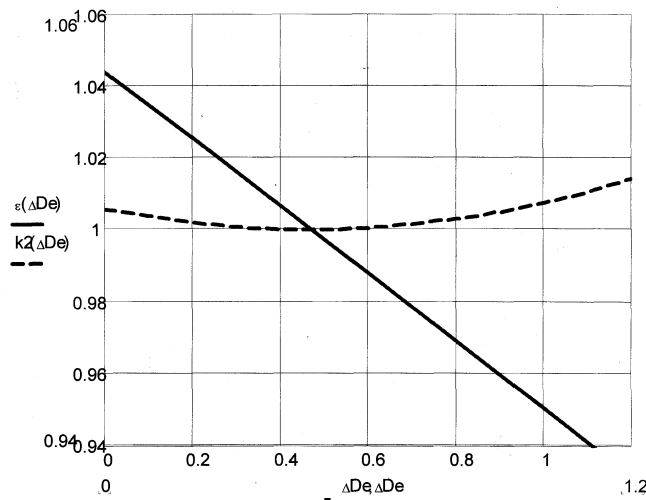


Рисунок 3 - Графики зависимостей (13) и (14) - коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ и коэффициента перекрытия зубчатого зацепления - $\epsilon(\Delta D_e)$ от износа шестерен по наружному диаметру - ΔD

Из рис. 3 видим, что износ шестерен по наружному диаметру ведет к уменьшению коэффициента перекрытия зубчатого зацепления $\epsilon(\Delta D_e)$ по линейной зависимости. Кроме того, в районе точки $\Delta D \approx 0,5$ мм коэффициент перекрытия зубчатого зацепления становится равным $\epsilon(\Delta D_e) = 1$. Это негативное явление опасно тем, что помимо ухудшения плавности работы зацепления, увеличения ударных нагрузок может привести к выходу насоса из строя при уменьшении коэффициента перекрытия зацепления до величины $\epsilon(\Delta D_e) \leq 1$. Вероятность этого события достаточно велика вследствие того, что конструктивно в насосах НШ закладывается небольшой коэффициент перекрытия $\epsilon = 1,044 \dots 1,106$.

Решив уравнение вида:

$$\frac{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2} - A_o \cdot \sin \alpha}{t_0} = 1. \quad (31)$$

Относительно ΔD_e , найдем, что этой критической точкой износа шестерен по наружному диаметру является точка $\Delta D_e = \Delta D_{ek}$ (например для насосов НШ-50У, НШ-46У и НШ-32У $\Delta D_{ek} = 0,47211$ мм).

Определенный интерес представляет характер изменения коэффициента $k_2(\Delta D_e)$. Из рис. 3 видим, что изменение коэффициента $k_2(\Delta D_e)$ носит криволинейный характер и на графике представляет собой пологую параболу с минимумом в точке $\Delta D_e = \Delta D_{ek}$. Это говорит о том, что изменение рабочей камеры насоса от ΔD_e носит нелинейный характер.

На рис. 4 представлены графики зависимостей (11), (12), и (28) ОРК насоса от степени износа элементов его шестерен.

Анализируя полученные зависимости, видим, что ОРК насоса всецело определяется геометрическими параметрами активных элементов насоса - шестерен, при помощи которых рабочая жидкость из камеры всасывания переносится и нагнетается в камеру высокого давления. Корпус же служит для размещения и крепления деталей насоса и совместно с втулками образует пассивную группу элементов насоса, которая совместно с шестернями образует рабочую камеру насоса и обеспечивает ее герметизацию. Таким образом, износ активных элементов насоса - шестерен непосредственно влечет снижение ОРК, ОН и КОП и может привести при значительных износах шестерен по наружному диаметру к выходу насоса из строя (см. зависимость (14)).

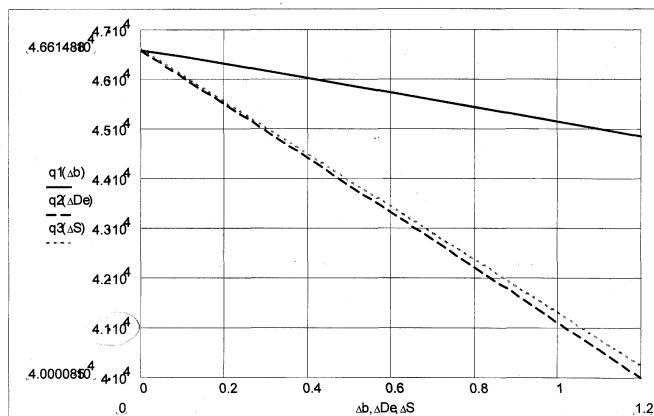


Рисунок 4 - Графики зависимостей (11), (12), и (28) ОРК насоса от степени износа элементов его шестерен Δb , ΔD_e , ΔS

Влияние износа различных элементов шестерен по-разному влияет на ОРК насоса. Так из графиков (рис. 4) видим, что ОРК насоса уменьшается по линейной зависимости от износов элементов шестерен. Износ шестерен по наружному диаметру ведет к более высокой скорости снижения ОРК чем при износе шестерен по ширине. Несколько меньшую скорость снижения ОРК вызывает износ зубьев шестерен по эвольвентному профилю. Однако при этом следует заметить, что износы зубьев шестерен по эвольвентному профилю очень редко достигает величины 0,15 мм. Поэтому на практике износ зубьев по эвольвентному профилю оказывает зачастую меньшее непосредственное влияние на снижение ОРК чем, даже износы зубьев шестерен по ширине, величина которых может достигать 1,2...1,5 мм. Износы шестерен по наружному диаметру нередко достигают 0,45...0,50 мм и поэтому являются (см. рис. 4) определяющими в снижении ОРК насоса и других технических показателей.

Для уточнения характера изменения ОРК насоса от износа ее элементов найдем первые частные производные от функций (11), (12), и (28), соответственно по изнашиваемым элементам шестерен Δb , ΔD , ΔS :

$$Vq1(\Delta b) = \frac{\partial q1(\Delta b)}{\partial \Delta b}, \quad (32)$$

$$Vq2(\Delta D_e) = \frac{\partial q2(\Delta D_e)}{\partial \Delta D_e}, \quad (33)$$

$$Vq3(\Delta S) = \frac{\partial q3(\Delta S)}{\partial \Delta S}, \quad (34)$$

Произведя дифференцирование, мы тем самым определили скорость изменения

ОРК. Построим графики полученных зависимостей рис. 5:

$$Vq1(\Delta b) = -0,5 \cdot \pi \cdot \left(D_e^2 - d^2 - k \cdot \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (35)$$

$$Vq2(\Delta D_e) = -5 \cdot \pi \cdot b \cdot (D_e - \Delta D_e) \cdot \left[\frac{t_0 \cdot (1 - \varepsilon(\Delta D_e))}{\sqrt{(D_e - \Delta D_e)^2 - d_0^2}} \right], \quad (36)$$

$$Vq3(\Delta S) = -\frac{b \cdot z \cdot (D_e^2 - \Delta D_e^2)}{2\sqrt{4 - (S - \Delta S)^2}}. \quad (37)$$

Анализируя полученные зависимости скорости изменения ОРК насоса (35), (36) и (37) и их графики, приведенные на рис. 5 приходим к следующему.

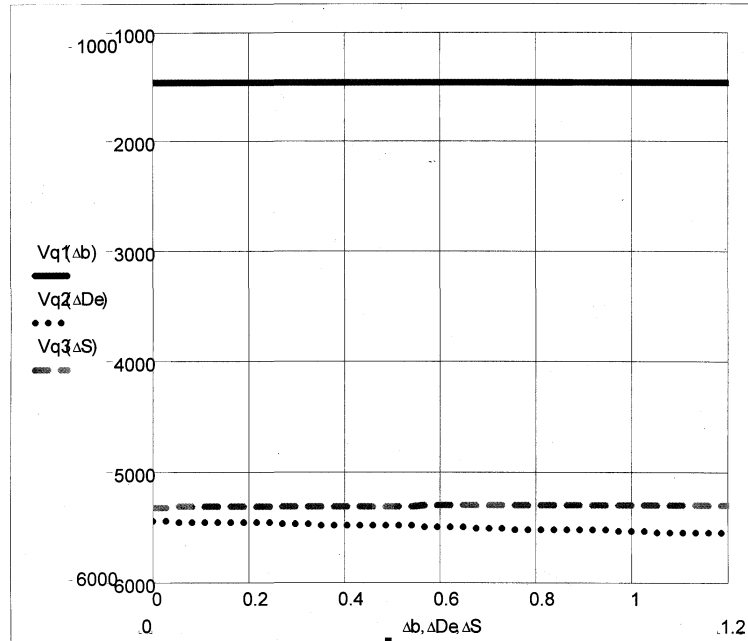


Рисунок 5 - Графики зависимостей скорости изменения ОРК насоса (35), (36) и (37) от износа элементов шестерен Δb , ΔD_e , ΔS

Из зависимости (35) видим, что скорость изменения рабочей камеры насоса от износа шестерен по ширине является постоянной величиной, что отчетливо прослеживается на графике рис. 5.

Практически на порядок возрастает скорость убывания ОРК в зависимости от износа шестерен по эвольвентному профилю - ΔS и по наружному диаметру шестерен - ΔD_e (см. рис. 6). При этом если скорость изменения ОРК в зависимости от износа шестерен по эвольвентному профилю является тоже постоянной величиной, то скорость изменения ОРК от износа шестерен по наружному диаметру носит гиперболическую зависимость (см. зависимость (37) и рис. 5).

Таким образом видим, что износ шестерен по наружному диаметру ΔD_e не только сильнее сказывается на уменьшении насоса, но от изменения шестерен по наружному диаметру зависит и изменяется по пологой параболе скорость изменения ОРК, в то время как при износе шестерен по ширине - Δb и по эвольвентному профилю - ΔS эта скорость есть величина постоянная.

Кроме того, износ шестерен по наружному диаметру до значения $\Delta D_e < \Delta D_{ek}$ может привести к выходу насоса из строя, так, как по мере дальнейшего износа шестерен по диаметру вершин зубьев шестерен, зубчатое зацепление становится

неработоспособным, поскольку коэффициент перекрытия зубчатого зацепления становится $\epsilon < 1$.

Из вышеизложенного следует, что износ элементов шестерен приводит к снижению ОРК шестеренного насоса. Наибольшая скорость снижения ОРК определяется износом шестерен по наружному диаметру, затем по эвольвентному профилю и шестерен по ширине. При этом упрочнение и восстановление шестерен по наружному диаметру позволит, во многом решить проблему, как существенного снижения скорости уменьшения ОРК, так и восстановления ОРК шестеренного насоса в процессе ремонта.

Список литературы

1. П.Р. Кудрявцев. Исследование характера износа деталей и ремонтоспособности шестеренных насосов типа НШ. Тр. ГОСНИТИ. М., 1964, т.4, с. 77-94.
2. Р.А. Ибрагимов. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин в условиях хлопководства. Автореф. Дис. канд. Техн. наук. - Янгиюль, 1984 – 19с.
3. М.П. Савунов. Определение зазоров в основных сопряжениях шестеренного насоса гидросистемы с помощью емкостных датчиков. Сб. трудов БСХА, том 70, Горки 1970 – с. 294-301.
4. К.А. Рыбкин, Л.А. Усов. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960 – 256 с.
5. Е.М. Юдин. Шестеренные насосы. – М.: Машиностроение 1964 – 236 с.
6. Э.А. Липец, Али Ахмед Абдула Саад. Исследование влияния износа основных деталей гидронасоса на его работоспособность. Труды ТИИИМСХ, вып. 115, Ташкент, 1981.
7. Ю.Д. Пашин. Исследование некоторых технологических процессов восстановления шестеренных насосов тракторных гидросистем. Автореф. Дис. канд. Техн. Наук. Саратов – 1967 – 24 с.
8. А.М. Харазов. Техническая диагностика гидроприводов машин. М.: Машиностроение, 1979 -112 с.

У статті викладені результати теоретичного дослідження впливу зносу деталей шестерінчастого насоса на його працездатність.

In the article the results of theoretical research of influencing of wears of details of cog-wheel pump are expounded on his capacity.